

29 JAN 2005

**PRIORITY
DOCUMENT**SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

REC'D 10 MAR 2005

WIPO

PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung****Aktenzeichen:**

10 2004 014 081.2

Anmeldetag:

23. März 2004

Anmelder/Inhaber:

ZF Friedrichshafen AG, 88046 Friedrichshafen/DE

Bezeichnung:Planetengetriebe, insbesondere Doppel-
kupplungsgetriebe in Planetenbauweise**IPC:**

F 16 H, B 60 K

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 30. April 2004

Deutsches Patent- und Markenamt**Der Präsident**

Im Auftrag

Klostermeyer

Planetengetriebe, insbesondere
Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise

Die Erfindung betrifft ein Planetengetriebe, insbesondere ein Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise mit mehreren Planetenradsätzen, mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen.

Aus der Praxis sind Stufenautomatgetriebe bekannt, welche unter anderem in Planetengetriebebauweise oder in Vorgelegebauweise ausgeführt sind. In Planetengetriebebauweise ausgeführte Stufenautomatgetriebe sind vorzugsweise mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler als Anfahrlement sowie hauptsächlich mit reibschlüssigen Schaltelementen ausgebildet, so dass mit diesem Getriebetyp Schaltungen ohne Zugkraftunterbrechung durchführbar sind. Damit die im Antriebsstrang von der Antriebsmaschine in Richtung des Abtriebs zu führenden Drehmomente von den reibschlüssigen Schaltelementen übertragen werden können, müssen diese verhältnismäßig groß dimensioniert werden, wodurch jedoch nachteilhafterweise in den Schaltelementen auftretende Schleppverluste im Schlupfbetrieb oder im geöffneten Zustand der Schaltelemente groß sind. Da die reibschlüssigen Schaltelemente zudem meist auch hydraulisch betätigt werden, ist ein aufwändiges hydraulisches System mit einer hydraulischen Fördereinrichtung erforderlich, welches aufgrund einer Aufnahmeleistung der Fördereinrichtung und durch Leckageverluste zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades des Getriebes beiträgt. Die Schleppverluste sind durch einen Ersatz der reibschlüssigen Schaltelemente durch formschlüssige Schaltelemente reduzierbar, wobei die Gangstufenwechsel dann nachteilhafterweise nicht ohne Zugkraftunterbrechung durchführbar sind.

Um auch mit in Vorgelegebauweise ausgeführten Stufenautomatgetrieben zugkraftunterbrechungsfreie Schaltungen durchführen zu können, werden diese beispielsweise als so genannte Doppelkupplungsgetriebe ausgeführt. Dieser Getriebetyp weist zwei reibschlüssige Schaltelemente auf, mittels welchen im Getriebe abwechselnd zwei Leistungsstränge in den Kraftfluss des Getriebes zugeschaltet oder aus dem Kraftfluss abgeschaltet werden. In den beiden Leistungssträngen sind über formschlüssige Schaltelemente Zahnradpaarungen mit verschiedenen Übersetzungen zu- bzw. abschaltbar, wobei die Übersetzungen der Leistungsstränge dann eingestellt bzw. verändert werden, wenn der betreffende Leistungsstrang gerade nicht in den Kraftfluss zugeschaltet ist und sich im lastfreien Zustand befindet. Im Bereich der verwendeten formschlüssigen Schaltelemente treten im Vergleich zu den reibschlüssigen Schaltelementen eines Planetengetriebes erheblich kleinere Schleppmomente auf, so dass hier weniger Verluste auftreten und ein Getriebegesamtwirkungsgrad in geringerem Umfang beeinträchtigt wird.

Die in Vorgelegebauweise ausgeführten Doppelkupplungsgetriebe sind im Vergleich zu Planetengetrieben jedoch nachteilhafterweise durch eine niedrigere Leistungsdichte gekennzeichnet, weshalb sie bei gleicher Gangstufenanzahl mehr Bauraum benötigen, der jedoch besonders bei Kraftfahrzeugen nur begrenzt zur Verfügung steht.

Des Weiteren liegt ein Verzahnungswirkungsgrad eines Vorgelegegetriebes in etwa auf dem niedrigen Niveau eines Handschaltgetriebes, was durch den an sich bekannten zweifachen Stirnradeingriff bedingt ist. Im Gegensatz hierzu weisen Planetengetriebe einen gangabhängigen Verzahnungswirkungsgrad auf, der in Abhängigkeit des jeweilig verwendeten Radsatzschemas besonders in den Hauptfahrgängen höher ist als bei einem in Koaxialbauweise ausgeführten Vorgelegegetriebe.

Aus der DE 31 31 138 A1 ist ein lastschaltbares Planetenrad-Wechselgetriebe für Kraftfahrzeuge mit einer automatischen Getriebesteuerung und mit mehreren gekoppelten Planetenradsätzen sowie mit Schaltkupplungen und Schaltbremsen zur Bildung von Antriebssträngen mit unterschiedlichen Übersetzungen, in dem nur zwei Schaltkupplung, die z. B. an der Antriebswelle angeordnet als Lastschaltkupplungen eingerichtet sind und das Antriebsmoment im Prinzip über zwei Antriebsstränge wahlweise übertragen, bekannt. Die übrigen Schaltkupplungen und -bremsen können immer dann geschaltet werden, wenn sie nicht an der Übertragung des Drehmoments beteiligt sind. Durch geeignete Auswahl und Anordnung der gekoppelten Planetensätze, Schaltkupplungen und -bremsen im Zusammenhang mit den zwei lastschaltbaren Kupplungen ergibt sich eine hohe Mehrfachnutzung der einzelnen Bauelementen sowie ein einfacher Aufbau bei geeigneten Übersetzungen und eine vergleichbare hohe Gangzahl.

Das aus der DE 31 31 138 A1 bekannte lastschaltbare Planetenrad-Wechselgetriebe weist jedoch den Nachteil auf, dass die formschlüssigen Schaltelemente durch rotierende Bauteile des Planetenradgetriebes hindurch angesteuert werden, wodurch eine einwandfreie Funktionsweise nachteilhafterweise nur mit sehr hohem fertigungstechnischen Aufwand erreicht wird, was jedoch unerwünschterweise hohe Herstellungskosten verursacht.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, ein Planetengetriebe zur Verfügung zu stellen, das kostengünstig herstellbar ist.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe mit einem Planetengetriebe gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst.

Das erfindungsgemäße Planetengetriebe mit mehreren Planetenradsätzen, mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen zum Zuschalten

verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden, wobei die reibschlüssigen Schaltelemente und die formschlüssigen Schaltelemente derart zwischen Wellen der Planetenradsätze, einem Gehäuse sowie einer Getriebeeingangswelle und einer Getriebeausgangswelle angeordnet sind, dass Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich über die reibschlüssigen Schaltelemente zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind und wobei wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente als Kupplung ausgeführt ist, ist im Vergleich zu aus dem Stand der Technik bekannten Planetengetrieben einfach und kostengünstig herstellbar.

Dies wird dadurch erreicht, dass die formschlüssigen Schaltelemente, die reibschlüssigen Schaltelemente und die Planetenradsätze derart im Gehäuse positioniert und miteinander in Wirkverbindung bringbar sind, dass eine Betätigung der formschlüssigen Schaltelemente ohne Durchgriff durch rotierende Bauteile des Planetengetriebes durchführbar ist.

Bei einer vorteilhaften Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Planetengetriebes sind die reibschlüssigen Schaltelemente zwischen den formschlüssigen Schaltelementen und den Planetenradsätzen angeordnet, wobei die reibschlüssigen Schaltelemente mit ihren dem Getriebeausgang zugewandten Kupplungshälften direkt mit zwei unterschiedlichen Wellen der Planetenradsätze verbunden sind und mit ihren dem Getriebeeingang zugewandten Kupplungshälften mit den formschlüssigen Schaltelementen in Wirkverbindung stehen.

Mit dem erfindungsgemäßen Planetengetriebe sind vorteilhafterweise Schaltungen bzw. Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich bzw. einem Hauptfahrbereich zugkraftunterbrechungsfrei mit Ge-

triebewirkungsgraden in den einzelnen Gangstufen durchführbar, die im Wesentlichen oberhalb eines Wirkungsgrades eines Vorgelegegetriebes liegen.

Dies wird dadurch erreicht, dass das Planetengetriebe nach der Erfindung mit mehreren Planetenradsätzen ausgeführt ist, die durch einen guten Verzahnungswirkungsgrad gekennzeichnet sind, und zudem in dem Planetengetriebe verschiedene Übersetzungsstufen bzw. Gangstufen durch Verbinden einzelner Wellen der Planetenradsätze über formschlüssige Schaltelemente eingestellt werden, die im Vergleich zu reibschlüssigen Schaltelementen durch geringere Schleppmomente gekennzeichnet sind.

Darüber hinaus sind zwei reibschlüssige Schaltelemente vorgesehen, mittels welchen verschiedene über die formschlüssigen Schaltelemente in dem Planetengetriebe generierbare Leistungspfade in den Kraftfluss zuschaltbar oder aus dem Kraftfluss abschaltbar sind, so dass die in einem aktuell nicht im Kraftfluss befindlichen Leistungspfad angeordneten formschlüssigen Schaltelemente lastfrei schaltbar sind und ein Wechsel von einem zugeschalteten Leistungspfad, der sich zur Darstellung der aktuellen Gangstufe im Kraftfluss des Planetengetriebes befindet, zu einem abgeschalteten Leistungspfad, in dem zur Darstellung einer neuen höheren oder niedrigeren Gangstufe verschiedene Wellen der Planetenradsätze über die formschlüssigen Schaltelemente miteinander verbunden sind oder vorzugsweise mit einem gehäusefesten Bauteil verbunden sind, im Sinne einer Überschneidungsschaltung zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar ist.

Dazu sind die reibschlüssigen Schaltelemente und die formschlüssigen Schaltelemente bei dem erfindungsgemäß ausgeführten Planetengetriebe derart angeordnet, dass verschiedene Übersetzungsstufen in dem Planetengetriebe jeweils in einem über ein reibschlüssiges Schaltelement lastfrei geschalteten Leistungspfad vor der Aufnahme in den Kraftfluss des Planetengetriebes

einstellbar sind. Anschließend wird der Leistungspfad der neuen Gangstufe durch Schließen des geöffneten reibschlüssigen Schaltelementes in den Kraftfluss des Getriebes aufgenommen, während der sich aktuell im Kraftfluss befindliche Leistungspfad der abzuschaltenden Gangstufe durch Öffnen des geschlossenen reibschlüssigen Schaltelementes aus dem Kraftfluss geführt wird.

Daran anschließend ist der Leistungspfad der abgeschalteten Gangstufe lastfrei, wodurch nunmehr die Möglichkeit besteht, die Übersetzung des lastfreien Leistungspfades des Planetengetriebes durch geeignetes Schalten der formschlüssigen Schaltelemente zu verändern. Das bedeutet wiederum, dass ein zugkraftunterbrechungsfreies Schalten bzw. ein zugkraftunterbrechungsfreier Gangstufenwechsel im erfindungsgemäßen Planetengetriebe durch wechselseitiges Zu- und Abschalten der beiden reibschlüssigen Schaltelemente in Verbindung mit einer Übersetzungsänderung unter lastfreien Bedingungen durchführbar ist.

Somit vereint das erfindungsgemäße Planetengetriebe die Vorteile eines herkömmlichen Planetengetriebes, d. h. eine hohe Leistungsdichte bei gleichzeitig günstigem Verzahnungswirkungsgrad, mit den Vorzügen eines in Vorgelegebauweise ausgeführten Doppelkupplungsgetriebes, bei welchem Schaltungen zugkraftunterbrechungsfrei mit niedrigen Schleppmomenten im Bereich der Schaltelemente durchführbar sind.

Vorteilhafte Weiterbildungen des Gegenstandes nach der Erfindung ergeben sich aus den Patentansprüchen und den unter Bezugnahme auf die Zeichnung prinzipmäßig beschriebenen Ausführungsbeispielen, wobei in der Beschreibung der verschiedenen Ausführungsbeispiele der Übersichtlichkeit halber für bau- und funktionsgleiche Bauteile dieselben Bezugszeichen verwendet werden.

Es zeigt:

- Fig. 1 ein Räderschema eines erfindungsgemäß ausgeführten Planetengetriebes;
- Fig. 2 ein Schaltschema der Schaltelemente des Räderschemas gemäß Fig. 1;
- Fig. 3 ein Räderschema eines weiteren Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäß ausgeführten Planetengetriebes;
- Fig. 4 ein Schaltschema der Schaltelemente des in Fig. 3 dargestellten Räderschemas;
- Fig. 5 ein Räderschema eines weiteren Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäß ausgeführten Planetengetriebes;
- Fig. 6 Schaltschema zu dem Räderschema gemäß Fig. 5;
- Fig. 7 eine stark schematisierte Darstellung eines reibschlüssigen Schaltelementes; und
- Fig. 8 ein Schaltschema zu dem Räderschema gemäß Fig. 5, welches mit dem in Fig. 7 gezeigten reibschlüssigen Schaltelement ausgeführt ist.

In Fig. 1, Fig. 3 und Fig. 5 sind jeweils Räderschemata von drei Ausführungsformen eines erfindungsgemäß ausgeführten Planetengetriebes 1 bzw. eines Doppelkupplungsgetriebes in Planetenbauweise mit drei Planetenradsätzen P1 bis P3, zwei reibschlüssigen Schaltelementen K1, K2 und mit

mehreren formschlüssigen Schaltelementen A, B, C, D, E und F dargestellt, welche prinzipiell denselben Aufbau aufweisen, weshalb in der nachfolgenden Beschreibung zu Fig. 3 und Fig. 5 lediglich auf Unterschiede zu dem in Fig. 1 dargestellten Räderschema eingegangen wird.

Die Schaltelemente A, B, C, D, E und F sind in Abhängigkeit des jeweils vorliegenden Anwendungsfalles entweder als synchronisierte oder als nicht synchronisierte formschlüssige Schaltelemente ausführbar, wobei in der Ausführung als Synchronisierungen eventuell vorliegende Differenzdrehzahlen zwischen zwei über ein formschlüssiges Schaltelement zu verbindenden Bauteilen des Planetengetriebes 1 auf einfache Art und Weise ausgleichbar sind. Die reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 sind vorliegend als reibschlüssige Lamellenkupplungen ausgeführt, wobei es selbstverständlich im Ermessen des Fachmannes liegt, die reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 als nass- oder trockenlaufende Kupplungen auszuführen oder wenigstens eines der beiden Schaltelemente als reibschlüssige Bremse auszubilden.

Die reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 sind zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss des mit sieben Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang ausgeführten Planetengetriebes 1 vorgesehen. Die formschlüssigen Schaltelemente A bis F sind zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden des Planetengetriebes 1 angeordnet.

Bei dem in Fig. 1 dargestellten Planetengetriebe 1 sind die beiden reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 zwischen den formschlüssigen Schaltelementen B, C, D, E und F und den drei Planetenradsätzen P1, P2 und P3 angeordnet. Des Weiteren bilden die drei Planetenradsätze P1, P2 und P3 eine 3-Steg-6-Wellen-Getriebeeinheit aus. Die einzelnen Wellen der drei Planetenradsätze P1 bis P3 sind derart miteinander verbunden, dass die 3-Steg-6-

Wellen-Getriebeeinheit vergleichsweise niedrige Stützfaktoren in den Schaltelementen des Planetengetriebes 1 verursacht und hohe Verzahnungswirkungsgrade in den jeweils eingestellten Übersetzungsstufen bei gleichzeitig niedrigen Planetendrehzahlen erreicht werden. Des Weiteren ist die aus den drei Planetenradsätzen P1 bis P3 gebildete Getriebeeinheit durch eine günstige Stufung und eine hohe Spreizung bei vergleichsweise niedrigem Bauaufwand gekennzeichnet.

Ein Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1 ist mit einem Hohlrad HR2 des zweiten Planetenradsatzes P2 und ein Hohlrad HR1 des ersten Planetenradsatzes P1 ist mit einem Steg ST3 des dritten Planetenradsatzes P3 verbunden. Ein Sonnenrad S2 des zweiten Planetenradsatzes P2 ist mit der Getriebeeingangswelle 3 und ein Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes P2 ist mit einem Hohlrad HR3 des dritten Planetenradsatzes P3 verbunden.

Das erste reibschlüssige Schaltelement K1 ist vorliegend derart angeordnet, dass darüber das formschlüssige Schaltelement F oder das formschlüssige Schaltelement D und der Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1 in Wirkverbindung bringbar sind. Über das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 ist das formschlüssige Schaltelement B oder das formschlüssige Schaltelement C mit einem Sonnenrad S1 des ersten Planetenradsatzes P1 in Wirkverbindung bringbar.

Ein Sonnenrad S3 des dritten Planetenradsatzes P3 ist über das formschlüssige Schaltelement A mit einem gehäusefesten Bauteil bzw. dem Getriebegehäuse 2 des Planetengetriebes 1 verbindbar, so dass das Sonnenrad S3 nicht drehbar darstellbar ist.

Des Weiteren ist eine Getriebeeingangswelle 3 oder eine Kupplungshälfte des formschlüssigen Schaltelementes E bei geschlossenem Schaltele-

ment B mit einer Kupplungshälfte des zweiten reibschlüssigen Schaltelementes K2 verbindbar. Zusätzlich ist das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 über das formschlüssige Schaltelement C mit dem gehäusefesten Bauteil 2 verbindbar, so dass das Sonnenrad S1 des ersten Planetenradsatzes P1 gehäusefest ausführbar ist.

Bei geschlossenem formschlüssigen Schaltelement D ist das erste reibschlüssige Schaltelement K1 mit dem gehäusefesten Bauteil 2 verbunden, so dass der Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1 bei gleichzeitig geschlossenem ersten reibschlüssigen Schaltelement K1 gehäusefest ausgeführt ist.

Die Getriebeeingangswelle 3 ist über das formschlüssige Schaltelement E mit dem Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1 sowie mit dem Hohlrad HR2 des zweiten Planetenradsatzes verbindbar. Das erste reibschlüssige Schaltelement K1 ist über das formschlüssige Schaltelement F mit dem Hohlrad HR1 des ersten Planetenradsatzes P1 sowie dem Steg ST3 des dritten Planetenradsatzes P3 verbindbar.

Fig. 2, Fig. 4 und Fig. 6 zeigen jeweils ein Schaltschema, welches den Zusammenhang zwischen den einzelnen Gangstufen "1" bis "7" und "R" des Planetengetriebes 1 gemäß Fig. 1, Fig. 3 bzw. Fig. 5 und der Schaltelemente A bis F sowie K1 und K2 wiedergeben.

Die Schaltschemata der Fig. 2, Fig. 4 und Fig. 6 sind in Form einer Tabelle wiedergegeben, in deren Kopfspalte die einzelnen Gangstufen "1", "2", "3", "4", "5", "6", "7" für Vorwärtsfahrt und "R" für Rückwärtsfahrt aufgeführt sind. Des Weiteren sind in der Kopfzeile der Schaltschemata die einzelnen Schaltelemente K1, K2, A, B, C, D, E, F, A', E' und E" ein Verzahnungswirkungsgrad η des Planetengetriebes 1, eine Gesamtübersetzung i_{ges} des Planetengetriebes 1 bei der jeweilig eingestellten Gangstufe sowie ein Stufen-

sprung ϕ , der jeweils aus einem Quotient aus den Werten zweier aufeinander folgender Gesamtübersetzungen i_{ges} gebildet ist, aufgeführt. Zusätzlich sind unterhalb der Schaltschemata so genannte Standübersetzungen $i_{0_P1} = -3,0$, $i_{0_P2} = -3,0$ und $i_{0_P3} = -3,0$ der Planetenradsätze P1 bis P3 aufgeführt, mit welchen die angegebenen Gesamtübersetzungen i_{ges} in den jeweiligen Gangstufen und eine Gesamtspreizung von 7,11 erreicht werden

Diejenigen Schaltelemente des Planetengetriebes 1, welche zur Einstellung einer Gangstufe geschlossen sind, sind in den Schaltschemata durch einen schwarzen Punkt gekennzeichnet, wobei die Zellen der Schaltschemata, welche keinen Punkt aufweisen, die Schaltelemente kennzeichnen, die jeweils geöffnet sind.

Aus dem Schaltschema gemäß Fig. 2 geht in Verbindung mit dem in Fig. 1 dargestellten Räderschema des Planetengetriebes 1 beispielsweise hervor, dass zur Einstellung der ersten Gangstufe "1" bzw. der ersten Gesamtübersetzung i_{ges} des Planetengetriebes 1 die Schaltelemente K1, A und D geschlossen bzw. zugeschaltet sind. In diesem Betriebszustand des Planetengetriebes 1 wird ein über die Getriebeeingangswelle 3 in das Planetengetriebe 1 eingeleitetes Antriebsmoment einer Antriebsmaschine eines Fahrzeuges über den Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1, das Hohlrad HR2, die Planetenräder PR2 und den Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes P2, das Hohlrad HR3 des dritten Planetenradsatzes P3 und über die Planetenräder PR3 des dritten Planetenradsatzes P3 auf den Steg ST3 des dritten Planetenradsatzes P3 und von dort auf die Getriebeausgangswelle 4 weiter geleitet. In diesem Schaltzustand des Planetengetriebes 1 wird das Antriebsmoment der Getriebeeingangswelle 3 über einen über das erste reibschlüssige Schaltelement K1 zugeschalteten Leistungsweig des Planetengetriebes durch das Planetengetriebe 1 in Richtung des Abtriebs des Fahrzeuges geführt. Die in der ersten Gangstufe "1" eingestellte Gesamtübersetzung i_{ges} des Planetenge-

triebes 1 weist den Wert 5,333 auf und das Planetengetriebe 1 wird mit einem Verzahnungswirkungsgrad η von 0,980 betrieben.

Zur Darstellung der zweiten Gangstufe "2" sind die beiden formschlüssigen Schaltelemente A und C sowie das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 geschlossen, wobei ein Verzahnungswirkungsgrad η des Planetengetriebes den Wert 0,977 annimmt und die Gesamtübersetzung $i_{\text{ges}}=3,083$ ist. Damit ergibt sich zwischen der ersten Gangstufe 1 und der zweiten Gangstufe 2 des Planetengetriebes 1 ein Stufensprung ϕ von 1,72.

Die Hochschaltung ausgehend von der ersten Gangstufe "1" in die zweite Gangstufe "2" des Planetengetriebes 1 ist mit dem in Fig. 1 dargestellten Planetengetriebe 1 ohne Zugkraftunterbrechung durchführbar, da bei einer entsprechenden Schaltanforderung zunächst das lastfreie formschlüssige Schaltelement C bei geöffnetem zweiten reibschlüssigen Schaltelement K2 geschlossen wird. Anschließend wird das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 vorzugsweise entsprechend einer an sich bekannten Überschneidungsschaltung über eine Schlupfphase geschlossen, während gleichzeitig das erste reibschlüssige Schaltelement K1 in entsprechender Art und Weise geöffnet wird. Dabei werden die Übertragungsfähigkeiten der beiden reibschlüssigen Schaltelementen K1 und K2 derart von einem nicht näher dargestellten Steuergerät des Planetengetriebes 1 eingestellt, dass der Gangstufenwechsel zugkraftunterbrechungsfrei und mit hohem Fahrkomfort durchgeführt wird.

Nach Beendigung des Gangstufenwechsels bzw. der Hochschaltung wird das Antriebsmoment der Getriebeeingangswelle 3 über den nunmehr über das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 in den Kraftfluss des Planetengetriebes 1 zugeschalteten Leistungspfad des Planetengetriebes 1 in Richtung der Getriebeausgangswelle 4 geführt. Das aufgrund des geöffneten ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 lastfrei geschaltete formschlüssige Schalt-

element D ist auf einfache Art und Weise offenbar, so dass über das formschlüssige Schaltelement D kein Drehmoment mehr übertragbar ist.

Liegt eine weitere Schaltanforderung für eine Hochschaltung von der zweiten Gangstufe "2" in die dritte Gangstufe "3" des Planetengetriebes 1 vor, wird das bei geöffnetem ersten reibschlüssigen Schaltelement K1 sich in lastfreiem Zustand befindliche formschlüssige Schaltelement F geschlossen. Anschließend wird in der vorbeschriebenen Art und Weise die Übertragungsfähigkeit des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 angehoben und die Übertragungsfähigkeit des zweiten reibschlüssigen Schaltelementes K2 reduziert, so dass der von dem zweiten reibschlüssigen Schaltelement K2 zugeschaltete Leistungspfad des Planetengetriebes 1 abgeschaltet wird und der nunmehr über das formschlüssige Schaltelement F und das formschlüssige Schaltelement A generierte neue Leistungspfad durch das erste reibschlüssige Schaltelement K1 in den Kraftfluss des Planetengetriebes 1 aufgenommen wird. Anschließend ist das bei geöffnetem zweiten reibschlüssigen Schaltelement K2 lastfrei geschaltete formschlüssige Schaltelement C auf einfache Art und Weise offenbar.

Des Weiteren geht aus dem Schaltschema gemäß Fig. 2 hervor, dass das erste reibschlüssige Schaltelement K1 zur Darstellung der Gangstufen "1", "3", "6" sowie des Rückwärtsganges "R" geschlossen ist, während das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 zur Darstellung der Gangstufen "2", "4", "7" und des Rückwärtsganges "R" geschlossen ist. Die Schaltungen, d. h. sowohl die Hochschaltungen als auch die Rückschaltungen zwischen den Gangstufen "1" bis "4" und "6" und "7" sind durch wechselseitiges Zu- und Abschalten der beiden reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar, da zunächst die dem nächst höheren bzw. nächst niedrigeren Gang zugehörigen synchronisierten formschlüssigen Schaltelemente B, C, D und F lastfrei geschlossen werden und anschließend der Gangstufenwechsel

durch Schließen des dem neuen Gang zugeordneten reibschlüssigen Schaltelementes K1 oder K2 bei gleichzeitigem Öffnen des dem aktuell eingelegten Gang zugeordneten anderen reibschlüssigen Schaltelementes K2 oder K1 erfolgt.

Lediglich die Gangstufenwechsel zwischen der vierten Gangstufe "4" und der fünften Gangstufe "5" sowie zwischen der fünften Gangstufe "5" und der sechsten Gangstufe "6" des Planetengetriebes 1 gemäß Fig. 1 sind nicht zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar. Um auch in diesem Gangstufenbereich zugkraftunterbrechungsfrei schalten zu können, sind die in Fig. 3 und Fig. 5 dargestellten Planetengetriebe in der nachbeschriebenen Art und Weise in Teilbereichen abweichend von dem Planetengetriebe gemäß Fig. 1 ausgeführt, wobei die in Fig. 4 und Fig. 6 dargestellten Schaltschemata die jeweils mit den Planetengetrieben gemäß Fig. 3 und Fig. 5 korrespondierende Schaltlogik wiedergeben.

Das Planetengetriebe gemäß Fig. 3 ist mit einem weiteren synchronisierten formschlüssigen Schaltelement E' ausgestattet, dessen eine Kupplungshälfte an der gemeinsamen direkten Anbindung der zwischen den Schaltelementen B und C und dem ersten Planetenradsatz P1 verlaufenden Welle 19 und dessen andere Kupplungshälfte ausgangsseitig an einer zum ersten reibschlüssigen Schaltelement K1 führenden weiteren Welle 20 angebunden ist. Aufgrund des zusätzlichen synchronisierten formschlüssigen Schaltelementes E' besteht nunmehr die Möglichkeit, das Schaltelement E ohne Synchronisierung auszuführen. Ein Gangstufenwechsel zwischen der vierten Gangstufe "4" und der fünften Gangstufe "5" wird nunmehr durch Schließen des Schaltelementes E' in lastfreiem Zustand und einem sich daran anschließenden Schließen des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 bei gleichzeitigem Öffnen des zweiten reibschlüssigen Schaltelementes K2 zugkraftunterbrechungsfrei durchgeführt.

Eine sich an eine Hochschaltung zwischen der vierten Gangstufe "4" und der fünften Gangstufe "5" anschließende weitere Hochschaltung in die sechste Gangstufe "6" erfolgt in derselben Art und Weise wie bei dem Planetengetriebe 1 gemäß Fig. 1, bei dem zum Öffnen des formschlüssigen Schaltelementes A und zum Schließen des formschlüssigen Schaltelementes F der Kraftfluss im Planetengetriebe 1 kurzfristig unterbrochen werden muss.

Zur Vorbereitung einer weiteren Hochschaltung zwischen der sechsten Gangstufe "6" und der siebten Gangstufe "7" wird das Schaltelement E ohne Drehzahldifferenz geschlossen. Die Verblockung des aus den drei Planetenradsätzen P1, P2 und P3 bestehenden Hauptradsatzes ist nun bei gleichzeitig geschlossenen Schaltelementen E, E', F und K1 gegeben, wobei zunächst das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 geöffnet wird. Daran anschließend wird das Schaltelement E' im lastfreien Zustand geöffnet, wobei anschließend das Schaltelement C geschlossen werden kann. Wiederum daran anschließend erfolgt die eigentliche Hochschaltung zwischen der sechsten Gangstufe "6" und der siebten Gangstufe "7" durch Schließen des zweiten reibschlüssigen Schaltelementes K2 bei gleichzeitigem Öffnen des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1.

Das in Fig. 5 dargestellte Räderschema unterscheidet sich von dem in Fig. 1 dargestellten Räderschema des Planetengetriebes 1 dadurch, dass das formschlüssige Schaltelement E der Ausführung gemäß Fig. 1 nunmehr als reibschlüssige Kupplung E" ausgeführt ist, wobei eine Kupplungshälfte des Schaltelementes E" mit der Getriebeeingangswelle 3 und die andere Kupplungshälfte mit dem Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1 sowie dem Hohlrad HR2 des zweiten Planetenradsatzes P2 verbunden ist.

Durch die Ausführung des Schaltelementes E" als reibschlüssige Kupplung ist ein Gangstufenwechsel zwischen der vierten Gangstufe "4" und der

fünften Gangstufe "5" des Planetengetriebes 1 gemäß Fig. 9a durch Schließen des reibschlüssigen Schaltelementes E" und gleichzeitigem Öffnen des zweiten reibschlüssigen Schaltelementes K2 ohne Zugkraftunterbrechung durchführbar.

Die Hochschaltung zwischen der fünften Gangstufe "5" und der sechsten Gangstufe "6" erfolgt mit Zugkraftunterbrechung durch Schließen des Schaltelementes F und Öffnen des Schaltelementes A und anschließendes Schließen des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1. Die Hochschaltung ausgehend von der sechsten Gangstufe "6" in die siebte Gangstufe "7" wird wiederum durch lastfreies Schließen des Schaltelementes C und einem sich daran anschließenden Schließvorgang des zweiten reibschlüssigen Schaltelementes K2 bei gleichzeitigem Öffnen des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 durchgeführt.

Die in Fig. 1, Fig. 3 und Fig. 5 dargestellten verschiedenen Ausführungsformen des erfindungsgemäßen Planetengetriebes 1 stellen Ausführungen dar, welche die bekannten Vorzüge eines Planetengetriebes, d. h. eine hohe Leistungsdichte mit günstigem Verzahnungswirkungsgrad, mit den Vorteilen eines Doppelkupplungsgetriebes, bei welchem Schaltungen zugkraftunterbrechungsfrei bei niedrigen Schleppmomenten im Bereich der Schaltelemente durchführbar sind, vereinen und weisen im Vergleich zu der aus der DE 31 31 138 A1 bekannten Lösung einen einfacheren Aufbau auf, da alle formschlüssigen Schaltelemente direkt, also ohne die zur Betätigung der formschlüssigen Schaltelemente vorgesehenen Schaltmuffen durch ein rotierendes Bauteil des Planetengetriebes hindurchführen zu müssen, angesteuert werden können.

Die in Fig. 1 bis Fig. 5 dargestellten Ausführungsformen des erfindungsgemäßen Planetengetriebes stellen ein Doppelkupplungsgetriebe in Planeten-

bauweise dar, welche neben vorzugsweise synchronisierten formschlüssigen Schaltelementen A bis F zwei als reibschlüssige Lamellenkupplungen ausgeführte Schaltelemente K1 und K2 sowie einen aus drei Planetenradsätzen P1 bis P3 bestehenden Hauptradsatz aufweisen. Im Unterschied zu dem aus der DE 31 31 138 A1 bekannten Planetengetriebe sind die Kupplungen K1 und K2 bei den Ausführungsbeispielen gemäß Fig. 1 bis Fig. 5 mit ihren dem Getriebeausgang zugewandten Kupplungshälften direkt an zwei unterschiedlichen Wellen des Hauptradsatzes, d. h. dem Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1 und dem Sonnenrad S1 des ersten Planetenradsatzes P1, angeschlossen und stehen mit ihren dem Getriebeeingang zugewandten Kupplungshälften mit den synchronisierten formschlüssigen Schaltelementen in Verbindung.

In Fig. 7 ist eine von dem in Fig. 1, Fig. 3 und Fig. 5 dargestellten formschlüssigen Schaltelement A abweichende Ausführungsform gezeigt, wobei das Schaltelement A in der in Fig. 10 dargestellten Art und Weise als reibschlüssige Bremse A' ausgeführt ist und somit das Sonnenrad S3 des dritten Planetenradsatzes P3 gegen das gehäusefeste Bauteil 2 bzw. das Getriebegehäuse des Planetengetriebes 1 abbremsbar ist. Dadurch können die Schaltungen zwischen der fünften Gangstufe "5" und der sechsten Gangstufe "6" zugkraftunterbrechungsfrei durchgeführt werden. Im fünften Gang "5" wird das formschlüssige Schaltelement F im lastfreien Zustand zugeschaltet. Durch Schließen des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 und gleichzeitigem Öffnen der reibschlüssigen Bremse A' können nun die Schaltungen zwischen der fünften Gangstufe "5" und der sechsten Gangstufe "6" zugkraftunterbrechungsfrei durchgeführt werden.

Des Weiteren zeigt Fig. 8 ein weiteres Schaltschema, welches prinzipiell dem in Fig. 6 dargestellten Schaltschema entspricht, wobei das formschlüssige Schaltelement A durch die in Fig. 7 dargestellte reibschlüssige Bremse A' ersetzt ist.

Bei allen in der Zeichnung dargestellten und in der Beschreibung näher erläuterten Ausführungsbeispielen des erfindungsgemäßen Planetengetriebes besteht durch eine geeignete Ansteuerung, vorzugsweise eine mechanische Ansteuerung, der formschlüssigen Schaltelemente die Möglichkeit, im Planetengetriebe eine derartige Überbestimmung zu erzeugen, dass die Getriebeabtriebswelle 4 arretiert ist und ein Abtrieb eines Fahrzeuges im Bereich des Planetengetriebes 1 drehfest gehalten wird. Dies wird beispielsweise dadurch erreicht, dass der Hauptradsatz durch gleichzeitiges Schließen mehrerer formschlüssiger Schaltelemente verblockt ist und sich im Gehäuse des Getriebes oder gegen das gehäusefeste Bauteil des Planetengetriebes abstützen kann. Mit dieser Vorgehensweise kann vorteilhafterweise auf eine herkömmliche Parksperrereinrichtung, wie sie in mit Automatgetrieben ausgeführten Fahrzeugen vorgesehen ist, verzichtet werden.

Bezugszeichen

1	Planetengetriebe
2	Gehäusefestes Bauteil, Gehäuse
3	Getriebeeingangswelle
4	Getriebeausgangswelle
19, 20	Welle
A, B, C, D, E, E', F	formschlüssiges Schaltelement
eta	Verzahnungsverteilungsgrad
F1	Kupplungshälfte des Schaltelementes F
HR1, HR2, HR3, HR4, HR23	Hohlrad
i _{ges}	Gesamtübersetzung
K1, K2, A' E"	reibschlüssiges Schaltelement
phi	Gangsprung
P1, P2, P3	Planetenradsatz
PR1, PR2, PR3	Planetenrad
"R"	Rückwärtsgang
S1, S2, S3	Sonnenrad
ST1, ST2, ST3	Steg
"1" bis "7"	Gangstufe

Patentansprüche

1. Planetengetriebe (1), insbesondere Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise, mit mehreren Planetenradsätzen (P1, P2, P3), mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen (K1, K2) zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen (A bis F) zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden, wobei die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) und die formschlüssigen Schaltelemente (A bis F) derart zwischen Wellen (S1 bis S3, ST1 bis ST3, HR1 bis HR3) der Planetenradsätze (P1 bis P4), einem Gehäuse (2) sowie einer Getriebeeingangswelle (3) und einer Getriebeausgangswelle (4) angeordnet sind, dass Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich ("1" bis "4") über die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind, und wobei wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) als Kupplung ausgeführt ist, dadurch gekennzeichnet, dass die formschlüssigen Schaltelemente (A bis F), die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) und die Planetenradsätze (P1 und P3) derart im Gehäuse positioniert und miteinander in Wirkverbindung bringbar sind, dass eine Betätigung der formschlüssigen Schaltelemente (A bis F) ohne einen Durchgriff durch rotierende Bauteile durchführbar ist.

2. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) zwischen den formschlüssigen Schaltelementen (A bis F) und den Planetenradsätzen (P1 bis P3) angeordnet sind, wobei die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) mit ihren dem Getriebeausgang zugewandten Kupplungshälften direkt mit zwei unterschiedlichen Wellen (ST1, S1) der Planetenradsätze (P1 bis P3) verbunden sind und mit ihren dem Getriebeeingang zugewandten Kupplungshälften mit den formschlüssigen Schaltelementen (A bis F) in Wirkverbindung stehen.

10. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 7 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenrad (S2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) mit der Getriebeeingangswelle (3) wirkverbunden ist.

11. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 7 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Steg (ST2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) mit einem Hohlrad (HR3) des dritten Planetenradsatzes (P3) verbunden ist.

12. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 7 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Steg (ST3) des dritten Planetenradsatzes (P3) mit der Getriebeausgangswelle (4) verbunden ist.

13. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 7 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass über das erste reibschlüssige Schaltelement (K1) ein erstes formschlüssiges Schaltelement (F) oder ein zweites formschlüssiges Schaltelement (D) und der Steg (ST1) des ersten Planetenradsatzes (P1) in Wirkverbindung bringbar sind.

14. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 7 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass über das zweite reibschlüssige Schaltelement (K2) ein erstes formschlüssiges Schaltelement (B) oder ein zweites formschlüssiges Schaltelement (C) und das Sonnenrad (S1) des ersten Planetenradsatzes (P1) verbindbar sind.

15. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 7 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenrad (S3) des dritten Planetenradsatzes (P3) über ein formschlüssiges Schaltelement (A) mit einem gehäusefesten Bauteil (2) verbindbar ist.

zes (P1) sowie mit dem Hohlrad (HR2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) verbindbar ist.

22. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 7 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass das erste reibschlüssige Schaltelement (K1) über ein formschlüssiges Schaltelement (F) mit dem Hohlrad (HR1) des ersten Planetenradsatzes (P1) sowie mit dem Steg (ST3) des dritten Planetenradsatzes (P3) verbindbar ist.

23. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 7 bis 22, dadurch gekennzeichnet, dass das erste reibschlüssige Schaltelement (K1) über zwei formschlüssige Schaltelemente (E' und B) mit der Getriebeeingangswelle (3) verbindbar ist.

Zusammenfassung

Planetengetriebe, insbesondere Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise

Es wird ein Planetengetriebe (1), insbesondere ein Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise, mit mehreren Planetenradsätzen (P1 bis P4), mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen (K1, K2) zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen (A, B1, B2, D, E1, E2, F) zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden beschrieben. Die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) und die formschlüssigen Schaltelemente (A, B1, B2, D, E1, E2, F) sind derart zwischen Wellen (S1, ST1, HR1, S2, ST2, HR2, S3, ST3, HR3, S4, ST4, HR4) der Planetenradsätze (P1 bis P4), einem Gehäuse (2) sowie einer Getriebeeingangswelle (3) und einer Getriebeausgangswelle (4) angeordnet, dass Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich ("1" bis "6") über die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind. Wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente ist als Kupplung ausgeführt. Die formschlüssigen Schaltelemente (A bis F), die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) und die Planetenradsätze (P1 bis P3) sind derart im Gehäuse positioniert und miteinander in Wirkverbindung bringbar, dass eine Betätigung der formschlüssigen Schaltelemente (A bis F) ohne einen Durchgriff durch rotierende Bauteile durchführbar ist.

Fig. 1

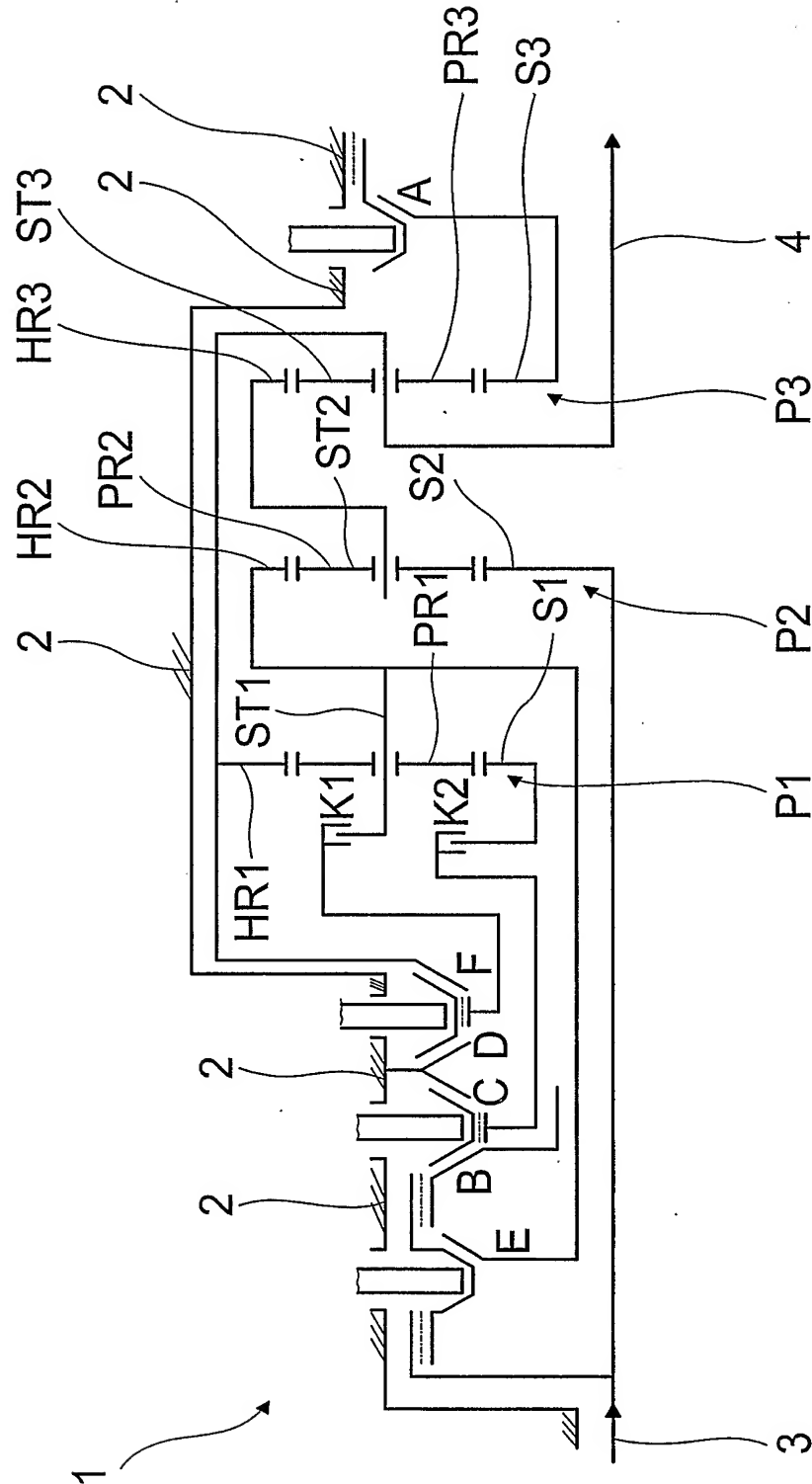


Fig. 1

2 / 8

	K1	K2	E	B	F	A	C	D	eta	i_ges	phi
"1"	●					●		●	0.980	5.333	1.73
"2"		●				●	●		0.977	3.083	1.32
"3"	●				●	●			0.980	2.333	1.32
"4"		●		●		●			0.986	1.762	1.32
"5"			●			●			0.995	1.333	1.33
"6"	●		●		●				1.000	1.000	1.33
"7"		●	●				●		0.995	0.750	
"R"	●	●		●				●	0.980	-3.000	7.11

i_0_P1 = -3,00

i_0_P2 = -3,00

i_0_P3 = -3,00

Fig. 2

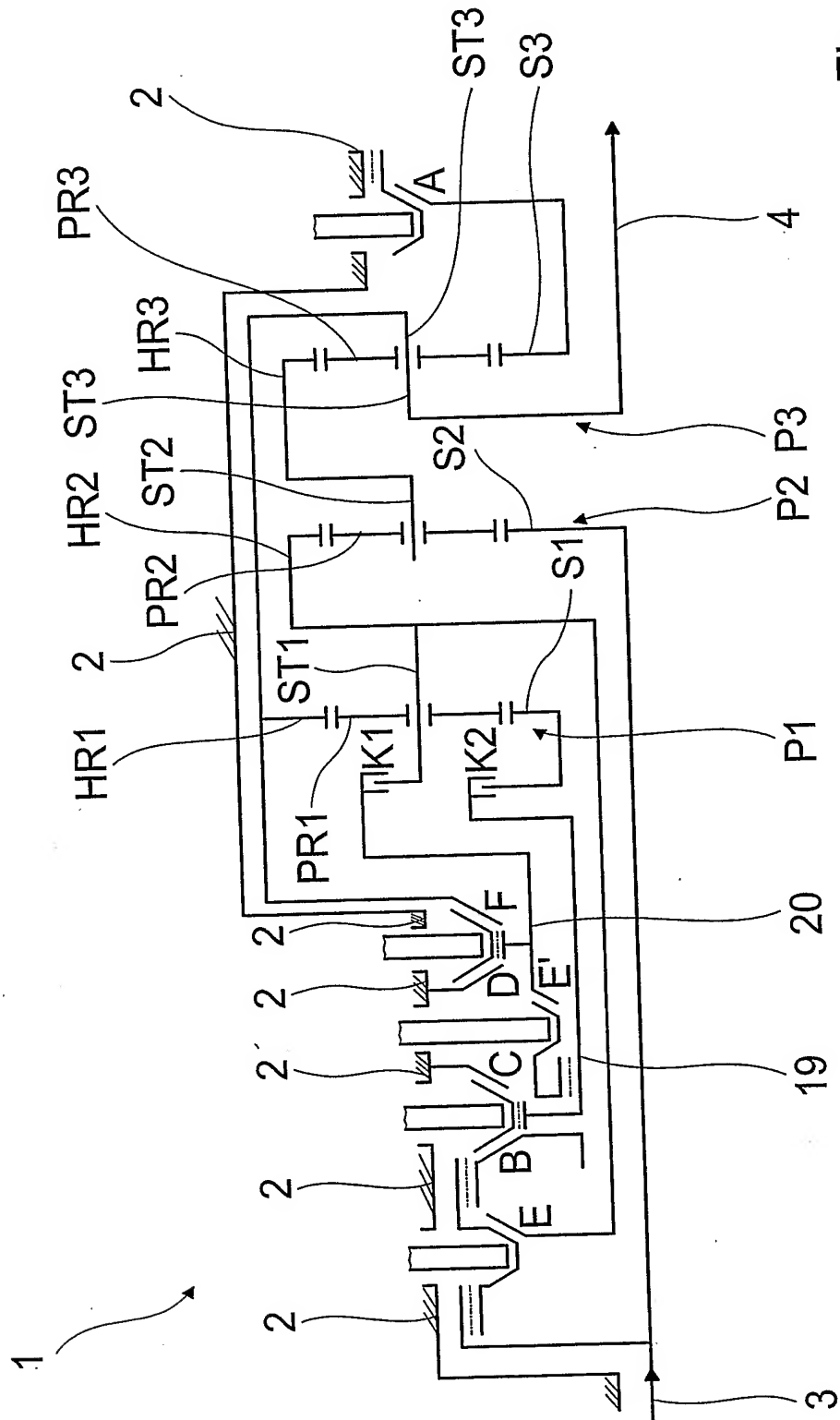


Fig. 3

	K1	K2	E'	E	B	F	A	C	D	eta	i_ges	phi
"1"	●						●		●	0.980	5.333	1.73
"2"		●					●	●		0.977	3.083	1.32
"3"	●					●	●			0.980	2.333	1.32
"4"		●			●		●			0.986	1.762	1.32
"5"	●		●		●		●			0.995	1.333	1.33
"6"	●	●	●	●		●				1.000	1.000	1.33
"7"		●		●				●		0.995	0.750	1.33
"R"	●	●			●				●	0.980	-3.000	7.11

i_0_P1 = -3,00

i_0_P2 = -3,00

i_0_P3 = -3,00

Fig. 4

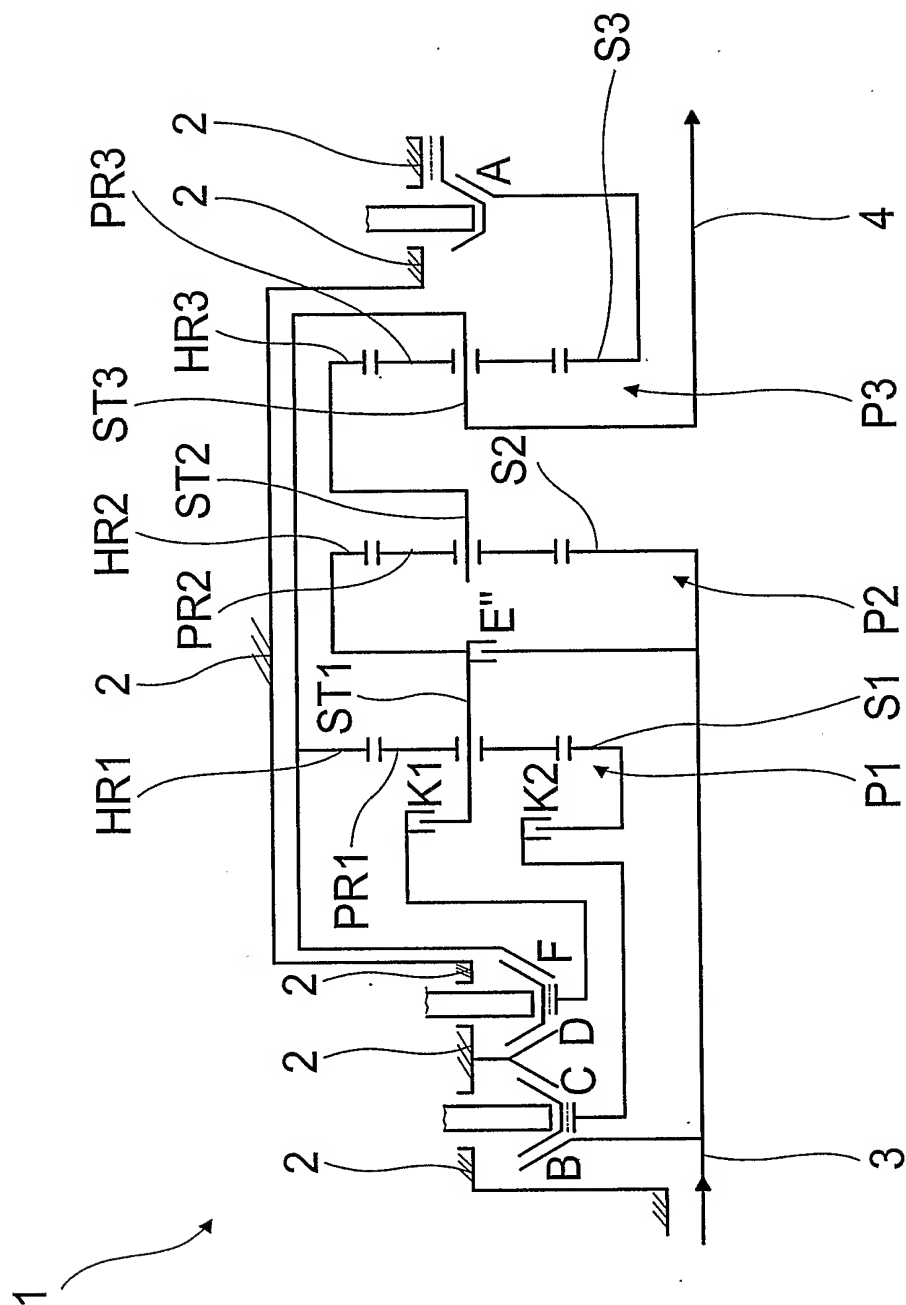


Fig. 5

	K1		K2		E"		B		F		A		C		D		eta	i_ges	phi
"1"	●										●				●		0.980	5.333	1.73
"2"			●								●		●				0.977	3.083	1.32
"3"	●								●		●						0.980	2.333	1.32
"4"			●				●				●						0.986	1.762	1.32
"5"					●						●						0.995	1.333	1.33
"6"	●				●			●									1.000	1.000	1.33
"7"			●		●								●				0.995	0.750	
"R"	●		●				●								●		0.980	-3.000	7.11

Fig. 6

i_0_P1 = -3,00
i_0_P2 = -3,00
i_0_P3 = -3,00

7 / 8

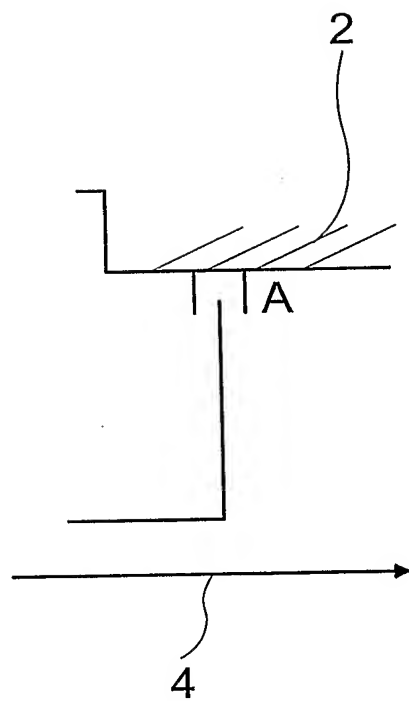


Fig. 7

	K1	K2	E"	A'	B	F	C	D	eta	i_ges	phi
"1"	●			●				●	0.980	5.333	1.73
"2"		●		●			●		0.977	3.083	1.32
"3"	●			●		●			0.980	2.333	1.32
"4"		●		●	●				0.986	1.762	1.32
"5"			●	●					0.995	1.333	1.33
"6"	●		●			●			1.000	1.000	1.33
"7"		●	●				●		0.995	0.750	1.33
"R"	●	●			●			●	0.980	-3.000	7.11

i_0_P1 = -3,00

i_0_P2 = -3,00

i_0_P3 = -3,00

Fig. 8